

УДК 629.113

О.Л. Ляшук¹, док., техн., наук, М.Б. Сокіл², канд., техн., наук, О.П.Маруніч³

¹ Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

² Національний університет «Львівська політехніка»

³ Національного університету водного господарства та природокористування

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЗДОВЖНЬО-КУТОВИХ КОЛИВАНЬ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Dr. Assoc., O.Lyashuk, Ph.D., Assoc. M. Sokil, O. Marunych

THE STUDIES LONGITUDINALLY ANGULAR WOBBLE OF WHEELED VEHICLES

До колісних транспортних засобів спеціального призначення (КТЗСП) малої та середньої вантажності, що експлуатуються за значних швидкостей та у складних умовах - руху пересіченою місцевістю ставляться значно жорсткіші вимоги щодо їх експлуатаційних характеристик. Вони стосуються не тільки двигуна, трансмісії та інших вузлів чи систем, а в першу чергу підвіски. Система підвіски таких транспортних засобів із лінійним або близьким до нього законом зміни відновлюючої сили не тільки не захищає від значних перевантажень (в т.ч. миттєвих), але й призводить до їх значної втоми водія чи людей при довготривалих перевезеннях. Як показують експериментальні (та й окремі теоретичні дослідження) характеристика пружної сили, яка діє на підресорену масу, повинна задовольняти певним умовам, а саме, вона повинна бути малою для незначних деформацій амортизаторів і стрімко зростати при значних. Як було наголошено вище, метою роботи є розроблення аналітичного методу дослідження поздовжньо-кутових коливань ПМ КТЗСП із нелінійною її силовою СП з метою надання практичних рекомендацій щодо вибору основних силових її параметрів за яких виконуються ергономічні вимоги щодо експлуатації КТЗ за широкого спектру амплітуд поздовжньо - кутових коливань ПМ. З цією метою за розрахункову модель приймається плоска система, яка представлена на рис. 1. Вона являє собою підресорену частину, які взаємодіють між собою за допомогою системи підвіски (пружних амортизаторів та демпферних пристроїв)

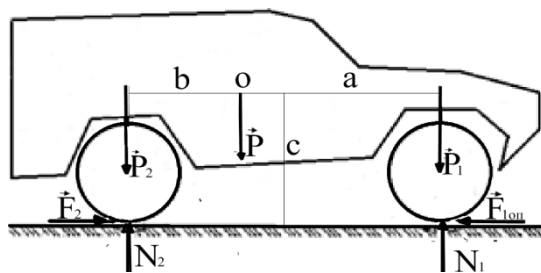


Рис 1. Розрахункова модель та розподіл зовнішніх сил, які діють на

через центр ваги її і перпендикулярна до вектора швидкості переносного руху КТЗ, тобто, $I_o = P/(3g)(a^2 + b^2 + c^2/4)$, $\varphi(t)$ - відхилення в довільний момент часу від рівноважного положення ПМ. У випадку малих коливань ПМ по відношенню до системи відліку із початком у положенні статичної рівноваги ПЧ величини пружних сил та сил опору можна записати у вигляді

$$F_{1np.} = c_1(\varphi a - \Delta_{cr.})^{v+1}, F_{2np.} = c_2(\varphi b + \Delta_{cr.})^{v+1},$$

$$R_{1on.} = \alpha_1 a^{s+2}(\dot{\varphi}(t))^{s+1}, R_{2on.} = \alpha_2 b^{s+2}(\dot{\varphi}(t))^{s+1}, \quad (2)$$

Це дозволяє диференціальне рівняння (1) записати у вигляді

Задача полягає у отриманні залежностей, які описують основні параметри поздовжньо-кутових коливань ПЧ і одночасно були б базою для визначення силових характеристик СП на поставлену задачу, у значній мірі, допоможе диференціальне рівняння поздовжньо - кутових коливань ПМ КТЗСП та його розв'язок.

$$I_o \ddot{\varphi} = -a(F_{1np.} + R_{1on.}) - b(F_{2np.} + R_{2on.}), \quad (1)$$

У рівнянні (1) I_o - момент інерції ПЧ відносно горизонтальної осі, яка проходить

$$I_0 \ddot{\varphi} + (c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2}) \varphi^{\nu+1} = (\nu+1) \Delta_{\text{ст.}} (c_1 a^{\nu+1} - c_2 b^{\nu+1}) \varphi^{\nu} - [\alpha_1 a^{\nu+2} + \alpha_2 b^{\nu+2}] \dot{\varphi}^{\nu+1}. \quad (3)$$

Однак, обмеження щодо внутрішніх силових чинників КТЗСП, дозволяють використати для нього загальні ідеї методів збурень. Ефективність їх використання у значній мірі залежить від можливості побудови розв'язку незбуреного аналогу рівняння (3), тобто

$$I_0 \ddot{\varphi}_0 + (c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2}) \varphi_0^{\nu+1} = 0. \quad (4)$$

Рівняння (3) та (4) будуть описувати коливальний процес ПМ, якщо параметр $\nu+1$ у них визначається співвідношенням $\nu+1 = (2m+1)/(2n+1)$. ($m, n = 0, 1, 2, \dots$). До того ж, періодичний розв'язок рівняння (4) у вказаному випадку виражається через періодичні Атеб-функції

$$\varphi_0(t) = a_{\varphi} ca(\nu+1, 1, \omega(a_{\varphi})t + \theta) \quad (5)$$

де a_{φ} , $\omega(a_{\varphi}) = \sqrt{(c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2})(\nu+2)/(2I_0)} a_{\varphi}^{\frac{\nu}{2}}$ - відповідно амплітуда та частота власних поздовжньо - кутових коливань ПМ, $\omega(a_{\varphi})t + \theta$ - їх фаза. Часту власних коливань можна замінити більш зручною залежністю виходячи із наступних міркувань: якщо параметри "жорсткості" пружних амортизаторів СП КТЗ c_1, c_2 зв'язані співвідношенням $c_2 = \kappa c_1$ ($\kappa = a/b$ - відома стала), то більш доцільно використати поняття статичної деформації пружних амортизаторів - $\Delta_{\text{ст.}}$. В такому разі $c_1 = P/((1+\kappa)\Delta_{\text{ст.}}^{\nu+1})$, а частота власних коливань приймає значення

$$\omega(a_{\varphi}) = \sqrt{P(a^{\nu+2} + \kappa b^{\nu+2})(\nu+2)/(2(1+\kappa)I_0\Delta_{\text{ст.}}^{\nu+1})} a_{\varphi}^{\frac{\nu}{2}} \quad (6)$$

Якщо урахувати, що використані періодичні Атеб - функції є $2\Pi = 2\sqrt{\pi}\Gamma(1/(\nu+2))\Gamma^{-1}(1/2+1/(\nu+2))$ періодичними за фазою, то власна частота f у герцах визначається залежністю

$$f = \frac{1}{2\Pi} \sqrt{3g(\nu+2)(a^{\nu+2} + \kappa b^{\nu+2})/(2(1+\kappa)(a^2 + b^2 + c^2/4)\Delta_{\text{ст.}}^{\nu+1})} a_{\varphi}^{\frac{\nu}{2}}. \quad (7)$$

На рис. 2 за різних значень силових характеристик СП подано залежність власної частоти f коливань від амплітуди за таких значень параметрів $a = c = 1\text{м}$, $b = 1,1\text{м}$, $\kappa = 1,2$, $\Delta_{\text{ст.}} = 0,2\text{м}$, $\Delta_{\text{ст.}} = 0,15\text{м}$

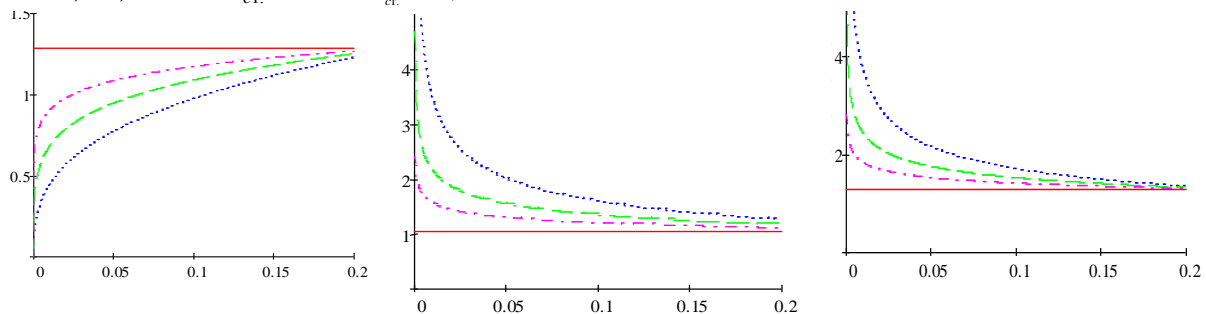


Рис.2. Залежність частоти власних поздовжньо-кутових коливань ПМ від амплітуди за різних значень силових характеристик СП із прогресивним (а), та регресивним (б), в) законами зміни пружної сили

Представлені співвідношення та побудовані на їх базі графічні залежності показують одну із принципових різниць коливань ПЧ КТЗ із нелінійною характеристикою СП у порівнянні із лінійним її аналогом – частота власних коливань ПМ КТЗ залежить від амплітуди. Для СП із прогресивною характеристикою пружних амортизаторів більшим значенням амплітуди поздовжньо-кутових коливань відповідає більше значення власної частоти, для регресивної – навпаки: більшим значенням амплітуди відповідає менше значення власної частоти.